

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-101127

(43)公開日 平成11年(1999) 4月13日

(51)Int.Cl. ⁸	識別記号	F I
F 0 2 B 11/00		F 0 2 B 11/00 B
23/10		23/10 M
F 0 2 D 41/02	3 3 5	F 0 2 D 41/02 3 3 5
	3 8 5	3 8 5
F 0 2 M 45/02		F 0 2 M 45/02
審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 8 頁)		

(21)出願番号 特願平9-261896

(22)出願日 平成9年(1997) 9月26日

(71)出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72)発明者 桑原 一成

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(72)発明者 安東 弘光

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

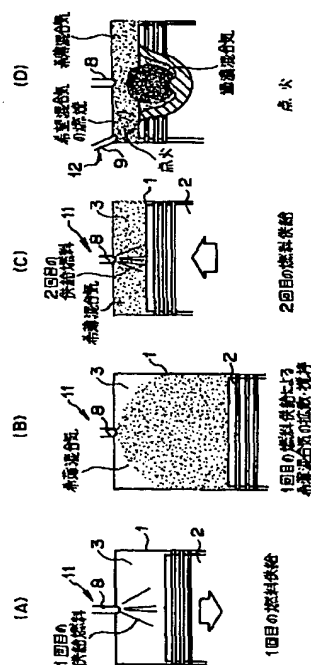
(74)代理人 弁理士 真田 有

(54)【発明の名称】 燃焼制御装置

(57)【要約】

【課題】 燃焼制御装置において、高セタン価燃料を用いて燃料の自己着火による拡散燃焼を行なうエンジンにおいて、等量比の大きくしてもスートの発生が急増しないようにしてエンジンの出力トルクを高めることができるようにする。

【解決手段】 高セタン価の燃料を用いて作動する内燃機関の燃焼制御装置において、吸気行程中又は圧縮行程中に燃焼室3内へ1回目の燃料供給を行なって希薄混合気を形成させ、この1回目の燃料供給よりも後の圧縮行程中に燃焼室3内へ2回目の燃料供給を行なって過濃混合気を形成させる燃料供給手段11と、圧縮行程時において、燃焼室3内の混合気のうち希薄混合気について自己着火又は強制着火により燃焼させる着火手段12とをそなえるように構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 高セタン価の燃料を用いて作動する内燃機関の燃焼制御装置において、吸気行程中又は圧縮行程中に燃焼室内へ1回目の燃料供給を行なって希薄混合気を形成させ、該1回目の燃料供給よりも後の圧縮行程中に該燃焼室内へ2回目の燃料供給を行なって過濃混合気を形成させる燃料供給手段と、該圧縮行程時において、該燃焼室内の混合気のうち該希薄混合気について自己着火又は強制着火により燃焼させる着火手段とをそなえていることを特徴とする、燃焼制御装置。

【請求項2】 上記着火手段は、燃焼室内に臨むように配設された点火プラグをそなえていることを特徴とする、請求項1記載の燃焼制御装置。

【請求項3】 上記着火手段は、希薄混合気の自己着火時期を制御するもので、上記供給手段による1回目の燃料供給で形成される希薄混合気内の燃料量を調整する燃料量調整手段と、吸気系への排ガス還流量を調整する排ガス還流量調整手段とのうちのいずれか又は両方をそなえていることを特徴とする、請求項1記載の燃焼制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、軽油等の高セタン価の燃料を用いて作動するディーゼルエンジンをはじめとした内燃機関の燃焼制御装置に関し、特に、排気ガス中のスート（すす）を低減しうる、燃焼制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】内燃機関を着火形態で分類すると、点火プラグを用いて燃焼室内の燃料を強制着火させて燃焼を行なう火花点火式エンジン（一般にはガソリンエンジンなので、以下、ガソリンエンジンという）と、点火プラグを用いずに燃焼室内の燃料を自己着火させて燃焼を行なう自己着火式エンジン（一般にはディーゼルエンジンなので、以下、ディーゼルエンジンという）とに大別することができる。

【0003】ガソリンエンジンの場合、燃料の着火タイミングを点火プラグにより自由に制御できる利点があるが、点火プラグによる点火前に燃料が自己着火してしまうと、燃料の着火タイミングを自由に制御できずノッキングを招くおそれもある。このため、火花点火式エンジンでは、自己着火し難い、即ち、オクタン価の高い燃料（ガソリン）が用いられている。

【0004】一方、ディーゼルエンジンの場合、燃料が自己着火しなくては燃焼を行なうことができない。このため、自己着火式エンジンでは、自己着火し易い、即ち、セタン価の高い燃料（軽油、重油）が用いられている。しかし、このディーゼルエンジンでは、燃料の着火タイミングをガソリンエンジンのように自由に制御す

ることができず、もっぱら、燃料噴射タイミングの調整により燃料の着火タイミングを制御するようにしている。

【0005】つまり、ディーゼルエンジンでは、燃焼室内に噴射された燃料は自己着火する条件（一般には、燃料濃度や温度条件）が整うと燃料は着火する。一般には、圧縮行程途中で燃焼室内の温度は着火温度に達するため、燃料の着火タイミングの一般的な調整範囲（即ち、圧縮上死点付近）では、燃料噴射の直後に適切な燃料濃度になった部分から自己着火することになる。したがって、燃料噴射タイミングを調整することにより燃料の着火タイミングを制御しているのである。

【0006】ところで、内燃機関を出力制御形態で分類すると、ガソリンエンジンに代表されるように吸入空気量の制御（スロットル制御）を中心としたものと、ディーゼルエンジンのように燃料噴射量の制御を中心としたものとに大別することができる。もちろん、ガソリンエンジンの場合、吸入空気量だけでなく吸入空気量に応じて燃料噴射量の制御も行なう。

【0007】つまり、ガソリンエンジンの場合、アクセル操作量に応じてスロットルバルブの開度を制御して吸入空気量を調整するとともに、この吸入空気量に対応した燃料噴射量が得られるように、インジェクタの作動を制御することで、エンジン出力を制御している。一般的なガソリンエンジンの場合、等量比が1〔即ち、空燃比が量論空燃比（理論空燃比）と等しい状態〕となるように燃料噴射量を制御する。

【0008】また、希薄燃焼運転の可能なガソリンエンジンの場合、希薄燃焼運転時には、等量比が1より小さい、即ち、空燃比が量論空燃比（理論空燃比）よりも大きい適当な値となるように燃料噴射量を制御する。さらに、筒内噴射型のガソリンエンジンの場合、吸気行程を中心としたタイミングで燃料噴射することで予混合燃焼を行なえるほかに、例えば圧縮行程中期以降に燃料噴射を行なうことで点火プラグ近傍のみに所要濃度の混合気を集める層状燃焼により、燃焼性を確保しながら総合空燃比を極めて大きくして（即ち、ごく希薄な混合気で）運転を行なうことができ、燃費の大幅な向上に寄与している。

【0009】一方、ディーゼルエンジンの場合、吸入空気量についての制御は行なわず（常にスロットル全開に相当する状態として）、アクセル操作量に応じて燃料噴射量のみを調整することで、エンジン出力を制御している。この場合、等量比（又は、空気過剰率）を制御することでエンジン出力制御を行なうことになり、等量比が大きくなるほど（即ち、空気過剰率が小さくなるほど）、エンジン出力は増大する。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】ところで、自己着火式エンジン（ディーゼルエンジン）では、図6の直線L1

に示すように、燃料噴射量を増大させ等量比を大きくするとエンジンの出力トルクを高めることができる。ガソリンエンジンの希薄燃焼運転時にもこれ(直線L1)と同様な傾向で等量比の増大に応じてエンジン出力が高まる。

【0011】しかしながら、ディーゼルエンジンのような拡散燃焼や、筒内噴射型ガソリンエンジンにおいて圧縮行程中期以降に燃料噴射を行なう層状燃焼(この場合も、一種の拡散燃焼となる)では、エンジン出力を高めようと燃料噴射量を増大させ等量比を大きくしようとすると、図6の曲線L2、L3に示すように、スート(すす)やNOxの発生量が急増してしまうという不具合が生じる。

【0012】そこで、ディーゼルエンジンの場合、スートやNOxの発生を抑制する観点から等量比を低く(この例では、等量比0.67を限度としている)抑えているのが現状であり、当然エンジンの出力トルクの最大値も、図6の点P1のように制限されてしまう。また、筒内噴射型ガソリンエンジンの場合、圧縮行程中期以降の燃料噴射による層状燃焼以外に、吸気行程を中心としたタイミングで燃料噴射して予混合燃焼を行なうこともできる。したがって、燃料噴射モードを予混合燃焼側に切り換えることで、このようなスートの大量発生を回避することができ、予混合燃焼に切り換えることでエンジンの出力トルクの最大値は、等量比1に対応する大きさ(図6の点P2)まで高めることができる。

【0013】なお、図6において、曲線L4はポート噴射型ガソリンエンジン及び筒内噴射型ガソリンエンジンにおける予混合運転の場合のスート発生量を示し、点P3はポート噴射型ガソリンエンジンにおける等量比1に対応するエンジンの出力トルク値を示す。また、曲線L5はポート噴射型ガソリンエンジン及び筒内噴射型ガソリンエンジンにおける予混合運転の場合のNOxの発生量を示す。

【0014】ディーゼルエンジン等の拡散燃焼を行なうエンジンに着目すると、その出力トルクを高めるためには、等量比を大きくしてもスートやNOxの発生量が急増しないようにすることが必要になる。このうち、NOxについては、排ガス再循環装置(EGR)やインテークラによって吸気温度を低下させることで比較的効果的に発生を低減することができるが、スートの発生を低減するには特別有効な対策がないのが現状であり、等量比を大きくするための妨げとなっている。

【0015】本発明は、上述の課題に鑑み創案されたもので、高セタン価燃料を用いて燃料の自己着火による拡散燃焼を行なうエンジンにおいて、等量比の大きくしてもスートの発生が急増しないようにしてエンジンの出力トルクを高めることができるようにした、燃焼制御装置を提供することを目的とする。

【0016】

【課題を解決するための手段】このため、請求項1記載の本発明の燃焼制御装置では、高セタン価の燃料を用いて作動する内燃機関の燃焼制御装置において、燃料供給手段が、吸気行程中又は圧縮行程中に燃焼室内へ1回目の燃料供給を行なって希薄混合気を形成させ、この1回目の燃料供給よりも後の圧縮行程中に燃焼室内へ2回目の燃料供給を行なって過濃混合気を形成させる。そして、着火手段が、圧縮行程時に、燃焼室内の混合気のうち希薄混合気について自己着火又は強制着火により燃焼させるようにする。

【0017】したがって、燃焼室内では、1回目の燃料供給で形成された混合気は希薄なため直ぐには着火しないで燃焼室内に拡散して予混合状態となり、2回目の燃料供給で形成された過濃混合気がこの希薄な予混合状態の混合気と接しながら偏在するようになり、希薄混合気は、過濃混合気の燃焼伝播により着火するのではなく、着火手段を通じて自ら着火するようになり、この希薄混合気側から過濃混合気側へ向かって燃焼が進行するようになり、過濃混合気の燃焼によるスートの発生が抑制される。

【0018】請求項2記載の本発明の燃焼制御装置では、1回目の燃料供給で形成された希薄混合気は、着火手段として燃焼室内に臨むように配設された点火プラグによる点火によって強制着火される。請求項3記載の本発明の燃焼制御装置では、1回目の燃料供給で形成された希薄混合気は着火手段を通じて自己着火時期を制御されるが、着火手段では、燃料量調整手段により希薄混合気内の燃料量を調整したり、排ガス還流量調整手段により吸気系への排ガス還流量を調整したりすることによって、希薄混合気の自己着火条件を調整することで自己着火時期を制御する。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、図面により、本発明の実施の形態について説明すると、図1～図4は本発明の第1実施形態としての燃焼制御装置を示すものであり、図5は本発明の第2実施形態としての燃焼制御装置を示すものであり、これらの図に基づいて説明する。

【0020】まず、第1実施形態について説明すると、本実施形態の燃焼制御装置にかかる内燃機関は、高セタン価の燃料(例えば軽油)を用い、この燃料の自己着火により燃焼運転を行なうことのできるエンジン(ディーゼルエンジン)であって、図1に示すように、シリンダ1と、シリンダ1内を往復動するピストン2と、ピストン2上面とシリンダ1内壁との間に形成される燃焼室3と、この燃焼室3内へ空気を供給する吸気ポート4と、吸気ポート4に装備された吸気弁5と、燃焼室3内の燃焼ガスを排出する排気ポート6と、排気ポート6に装備された排気弁7とをそなえている。

【0021】そして、任意の時期に燃料噴射を行なうことのできる燃料噴射弁8が、その噴口8Aを燃焼室3内

に直接臨ませるように配設されている。さらに、燃焼室3内には、点火プラグ9が設けられている。なお、ディーゼルエンジンは、本来、燃料の自己着火により燃焼を行なうので点火プラグ9は不要であるが、本エンジンでは、後述する特殊な燃焼形態を確実に実現するために点火プラグ9を設けているのである。

【0022】このような燃料噴射弁8及び着火手段としての点火プラグ9の作動を制御するために、電子制御ユニット（ECU）10がそなえられている。このECU10には、運転状態検出手段21からエンジンの運転状態に関する検出情報が入力されるようになっており、ECU10内にそなえられた燃料噴射制御手段10A、点火時期制御手段10Bでは、エンジンの運転状態に応じて燃料噴射弁8、点火プラグ9をそれぞれ制御するようになっている。

【0023】そして、本燃焼制御装置は、燃料噴射弁8及び燃料噴射制御手段10Aからなる燃料供給手段11と、点火プラグ9及び点火時期制御手段10Bからなる希薄混合気を着火させる機能（着火手段）12とから構成されている。ところで、本エンジンでは、圧縮行程噴射モードと、スート低減用分割噴射モードという2つの燃料噴射モードをそなえており、ECU10には、燃料噴射モードを設定するモード設定手段10Cがそなえられている。

【0024】モード設定手段10Cでは、図2に示すようなエンジン回転数 N_e 及びエンジン負荷としての平均有効圧 P_e に関するマップを用いて、エンジン回転数 N_e 及びエンジン負荷の比較的低い領域では圧縮行程噴射モードを、エンジン回転数 N_e 及びエンジン負荷の比較的高い領域ではスート低減用分割噴射モードを選択するようになっている。

【0025】これらの燃料噴射モードのうちの圧縮行程噴射モードは、燃料噴射弁8から圧縮行程（一般に、圧縮行程中期以降）に燃焼室3内へ燃料を噴射し点火プラグ9を使用しないで自己着火のみにより燃焼を行なうディーゼルエンジンとしては通常のものである。一方、スート低減用分割噴射モードは、1つの燃焼サイクルにおいて、吸気行程中又は圧縮行程（一般に、圧縮行程前期）に燃料噴射弁8から1回目の燃料噴射（燃料供給）を行ない、次に、圧縮行程（一般に、圧縮行程中期以降）に燃料噴射弁8から2回目の燃料噴射（燃料供給）を行なうようにするものである。本実施形態では、1回目の燃料噴射は吸気行程中に行ない、2回目の燃料噴射は圧縮行程中に行なうようになっている。

【0026】そして、1回目の燃料噴射では、直ぐに自己着火しえない希薄な混合気を燃焼室3内に形成するようにして、2回目の燃料噴射では、直ぐに自己着火する過濃な混合気を燃焼室3内に希薄な混合気と隣接して形成するようにする。このような各混合気濃度を実現するには、一般に、1回目の燃料噴射の噴射量は比較的小

なくし、2回目の燃料噴射の噴射量は比較的多くすることになる。

【0027】また、このスート低減用分割噴射モードでは、2回目の燃料噴射による過濃な混合気が自己着火する前に、点火プラグ9の点火により1回目の燃料噴射による希薄な混合気に強制着火するようにする。この1回目の燃料噴射による希薄な混合気は、燃焼開始までに時間があるので燃焼室3内で十分にミキシングされているため、着火後は予混合燃焼の形態をとり、この希薄な混合気の燃焼が、2回目の燃料噴射による過濃混合気側に進行して、過濃混合気は自己着火する前に希薄な混合気の燃焼を受けて燃焼するようになっている。

【0028】このように、希薄混合気による火炎で過濃混合気を包み込むことにより、自己着火により過濃混合気が燃焼する場合に比べてスートの発生量が格段に減少することが実験的に確認されている。燃焼室内での燃焼反応の分析は容易ではなく、どのようなメカニズムでスート発生量が減少するのか明確にはわからないが、希薄混合気の燃焼によってつくり出される活性な酸化雰囲気の中に過濃混合気で形成されるスートが存在することで、スートの再燃焼を活性化させることができ、スートの発生量（排出量）が大幅に削減されるものと推測される。

【0029】このように、スート低減用分割噴射モードでは、予混合状態の希薄混合気に点火プラグ9により強制着火を行なうことで、希薄混合気側から過濃混合気側へと燃焼を進行させていくようにして、特に、エンジン負荷やエンジン回転数の高い領域（即ち、エンジンの出力要求の高い運転領域）で問題となるスート発生量を大幅に低減するようにしているのである。

【0030】そして、ECU10の燃料噴射制御手段10Aでは、モード設定手段10Cにより設定された燃料噴射モードと運転状態検出手段21で得られるエンジンの運転状態（例えばエンジン回転数 N_e やエンジン負荷 P_e ）とに基づいて、燃料噴射終了時期と燃料噴射期間とを設定し、燃料噴射弁8の作動を制御するようになっている。なお、燃料噴射期間に応じて燃料噴射量が調整され、燃料噴射終了時期に応じて燃料の噴射タイミング調整される。

【0031】また、ECU10の点火時期制御手段10Bでは、モード設定手段10Cでスート低減用分割噴射モードが設定された場合に、運転状態検出手段21で得られるエンジンの運転状態に基づいて、点火プラグ8による点火時期を制御する。つまり、過濃混合気が自己着火する前に希薄混合気からこの過濃混合気へ燃焼が進行するようなタイミングで点火プラグ8による点火を行なうように制御する。

【0032】この点火タイミングは、過濃混合気の自己着火タイミングを推定しながら設定することができる。過濃混合気の自己着火タイミングは、過濃混合気の供給

タイミング（即ち、2回目の燃料噴射のタイミング）と過濃混合気の供給時点から自己着火が起こるまでのタイムラグとによって決まり、自己着火が起こるまでのタイムラグは、過濃混合気の濃度（等量比）やエンジンの運転状態に基づいて推定することができる。

【0033】そこで、点火時期制御手段10Bでは、燃料噴射制御手段10Aで設定した過濃混合気の供給タイミングと推定したタイムラグとから過濃混合気の自己着火タイミングを求め、求めた過濃混合気の自己着火タイミングよりも僅かだけ前の時点で点火プラグ8による点火を行なうように点火タイミングを設定して、点火プラグ8の駆動を制御するようになっている。したがって、自己着火のタイムラグによっては、点火タイミングが過濃混合気の供給タイミング（2回目の燃料噴射のタイミング）よりも前になる場合も後になる場合もありうる。

【0034】本発明の一実施形態としての燃焼制御装置は、上述のように構成されているので、例えば図3に示すようなフローで燃焼制御が行なわれる。つまり、まず、運転状態検出手段21で得られるエンジンの運転状態（例えばエンジン回転数Neやエンジン負荷Pe）を読み込む（ステップS10）。モード設定手段10Cでは、この運転状態に基づいて図2に示すようなマップを用いてスート低減用分割噴射モードと圧縮行程噴射モードとのいずれかのモードを設定する。

【0035】この設定されたモードの判定を行ない（ステップS20）、圧縮行程噴射モードが設定された場合には、ステップS60に進み、燃料噴射制御手段10Aを通じて燃料噴射弁8から圧縮行程中期以降に燃焼室3内へ燃料を噴射させて点火プラグ9を使用しないで自己着火のみにより燃焼を行なう。また、スート低減用分割噴射モードが設定された場合には、ステップS30に進み、燃料噴射制御手段10Aを通じて吸気行程中に燃料噴射弁8から1回目の燃料噴射（第1噴射）を行ない、次に、燃料噴射制御手段10Aを通じて圧縮行程に燃料噴射弁8から2回目の燃料噴射（第2噴射）を行ない（ステップS40）、さらに、点火時期制御手段10Bの制御により、点火プラグ8を作動させ、第1噴射で予混合状態となった希薄混合気を着火させて、過濃混合気が自己着火する前に希薄混合気からこの過濃混合気へ燃焼が進行するようにする（ステップS50）。

【0036】このような燃料噴射及び点火の過程では、燃焼室3内の状態は図4に示すようになる。つまり、図4（A）に示すように、吸気行程で燃料の第1噴射が行なわれると、この第1噴射による燃料は、図4（B）に示すように、吸気行程中の吸気の流れによって燃焼室3内に拡散しながら攪拌され予混合状態となる。また、この第1噴射による混合気は、希薄であるため燃焼室3内の温度が高まっても自己着火はしない。

【0037】そして、圧縮行程中期以降に、図4（C）に示すように、第2噴射が行なわれる。この第2噴射に

よる混合気は過濃であるため、圧縮行程中期以降のように燃焼室3内の温度が高まってくると、混合気の濃度に対応した温度に達した時点で自己着火する。この第2噴射による過濃な混合気自己着火する直前に、図4

（D）に示すように、第1噴射により形成された予混合状態の希薄混合気側に、点火プラグ9による点火を行なうのである。

【0038】なお、図3、図4では、第2噴射〔図3のステップS40、図4の（C）〕の後で点火〔図3のステップS50、図4の（D）〕を行なっているが、第2噴射と点火との順序はこれと逆の場合や、同時の場合がある。この過濃な混合気自己着火する直前の予混合状態の希薄混合気側への着火により、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かって燃焼が進行するようになる。

【0039】このように、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かって燃焼が進行すると、過濃混合気の燃焼により本来発生するはずのスートが大幅に低減されるようになる。このため、従来、スートが大幅に発生するために設定できなかった等量比領域（図6における等量比0.67以上の領域）についても設定できるようになり、等量比の大幅な増加により、エンジンの出力トルクの大幅な向上を図ることも可能になる。

【0040】ところで、高セタン価の燃料は、予混合状態であっても、混合気の燃料濃度（等量比が対応する）と混合気の温度状態とがある高さまで達しないと自己着火しないことが判明している。本発明の燃焼制御装置では、このような特性を利用して、1回目の燃料噴射による混合気を十分に希薄にすることで、この希薄混合気は予混合状態となるが自己着火はしない状況をつくりだしているが、これに、温度条件の調整を加えるようにしてもよい。

【0041】つまり、混合気の温度は、排ガス再循環装置（EGR）やインタクーラによって吸気温度を低下させる等により調整することができる。そこで、このような手段により、混合気の温度上昇を抑えれば、1回目の燃料噴射による希薄混合気の自己着火を確実に防止して、2回目の燃料噴射による希薄混合気については点火プラグ9による点火ではじめて着火するように確実に設定することができ、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かって燃焼が進行する状態を確実につくりだすことができる。

【0042】次に、第2実施形態について説明する。この実施形態では、1回目の燃料噴射による希薄混合気の着火を、点火プラグ9による強制着火させるのではなく、希薄混合気の着火条件を整えることにより自己着火させるようにしている。したがって、図5に示すように、本実施形態のエンジンには、点火プラグ9はそなえられず、希薄混合気の着火条件を整えて自己着火の時期を制御する手段（着火手段）として、燃料量調整手段31と、排ガス還流量調整手段32とがそなえられてい

る。

【0043】つまり、希薄混合気といえども、その燃料濃度がある程度高い場合や燃焼室3内の温度がある程度高くなる場合には、自己着火することになるが、一般に、燃焼室3内の温度は、ピストン2が圧縮上死点に向かうのにしたがって上昇する。したがって、希薄混合気の燃料濃度の設定や燃焼室3内の温度調整によっては、圧縮上死点の付近で希薄混合気を自己着火させることも可能である。

【0044】そこで、本実施形態では、第1実施形態における点火プラグ911に代えて、1回目の燃料噴射量を制御して1回目の燃料噴射により形成され予混合状態となる希薄混合気の燃料濃度を調整する燃料量調整手段31と、排ガス還流量を調整することで燃焼室3内の温度を調整する排ガス還流量調整手段32とをそなえているのである。

【0045】燃料量調整手段31は、燃料噴射弁8と、燃料噴射制御手段10A内の一機能とから構成されている。つまり、燃料噴射制御手段10Aでは、モード設定手段10Cにより設定された燃料噴射モードと運転状態検出手段21で得られるエンジンの運転状態（例えばエンジン回転数Neやエンジン負荷Pe）とに基づいて、燃料噴射終了時期と燃料噴射期間とを設定するが、燃料噴射量は燃料噴射期間に応じたものとなるので、この燃料噴射期間を設定する機能と、この設定に応じて燃料噴射を行なう燃料噴射弁8とから、燃料量調整手段31が構成される。

【0046】燃料量調整手段31は、希薄混合気の自己着火のためのものであり、燃料噴射モードがスート低減用分割噴射モードの場合に限られるが、分割噴射モードの場合には、燃料噴射制御手段10Aでは、エンジンの運転状態に基づいて圧縮上死点の付近で希薄混合気自己着火可能な燃料濃度となるように第1噴射（1回目の燃料噴射）のための燃料噴射期間（燃料量）を設定する。

【0047】また、排ガス還流量調整手段32は、排気通路6Aから吸気通路4Aに亘って介設された排ガス還流通路32Aと、この排ガス還流通路32Aの途中に介装された排ガス還流弁（EGR弁）32Bと、ECU10内に設けられEGR弁32Bの開度調整指令により排ガス還流量（又は還流率）を制御する排ガス還流弁制御手段（EGR制御手段）10Dとから構成される。

【0048】そして、燃料噴射モードがスート低減用分割噴射モードとなったら、排ガス還流量調整手段32では、第1噴射（1回目の燃料噴射）による希薄混合気が圧縮上死点の付近で自己着火しうるような温度状態となるように、排ガス還流量を制御して、燃焼室3内の温度、即ち、希薄混合気の温度を調整する。なお、他の部分については第1実施形態と同様であるので説明は省略する。

【0049】本発明の第2実施形態としての燃焼制御装置は上述のように構成されるので、燃料量調整手段31及び排ガス還流量調整手段32によって、第1噴射（1回目の燃料噴射）による希薄混合気の方が、圧縮上死点の付近の第2噴射（2回目の燃料噴射）による過濃混合気の自己着火よりも前に、自己着火するような条件が整えられて、点火プラグなしに、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かって燃焼が進行するようにすることができる。

【0050】このような希薄混合気側から過濃混合気側へ向かって燃焼を進行させることで、過濃混合気の燃焼により本来発生するはずのスートが大幅に低減されるようになり、等量比の大幅な増加が可能となって、エンジンの出力トルクの大幅な向上を図ることが可能になるのである。なお、各実施形態では、希薄混合気の着火が過濃混合気の自己着火よりも前に行なうようにして、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かった燃焼進行を実現させているが、例えば希薄混合気の着火の直前に過濃混合気の自己着火が生じても、希薄混合気と過濃混合気との接触部分においては、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かった燃焼進行が例え部分的にも得られるものであれば、希薄混合気の着火を過濃混合気の自己着火の後で行なっても、一定のスート低減効果は得られる。

【0051】したがって、必ずしも希薄混合気の着火を過濃混合気の自己着火よりも前に行なうようにしなくてもよい。また、本実施形態では、高セタン価の燃料を軽油としているが、本燃焼制御装置は、高セタン価の燃料であれば軽油以外にも適用でき、また、軽油ほどセタン価の高くない燃料、即ち、軽油とガソリンとの中間的なセタン価を有する燃料を対象とすることも可能である。

【0052】

【発明の効果】以上詳述したように、請求項1記載の本発明の燃焼制御装置によれば、燃焼室内に予混合状態で存在する希薄混合気とこの希薄混合気と接しながら偏在する過濃混合気のうち、希薄混合気については、着火手段を通じて自ら着火するため、この希薄混合気側から、過濃混合気側へ向かって燃焼が進行するようになり、過濃混合気の燃焼によるスートの発生が抑制される。このため、スートの発生を所定限度内に抑えつつ、過濃混合気の燃料濃度を増加させて総合等量比（希薄混合気と過濃混合気とを加えた混合気の等量比）を大きくすることができるようになり、機関の大幅な出力向上を図ることができるようになる。

【0053】請求項2記載の本発明の燃焼制御装置によれば、燃料量の調整及び／又は排ガス還流量の調整という特別なデバイスを追加することなく既存のデバイスを利用して実行できる調整によって、スートの発生を確実に抑制することができ、低コストで、機関の大幅な出力向上を図ることができるようになる。請求項3記載の本発明の燃焼制御装置によれば、点火栓による希薄混合気を

強制着火させるため、希薄混合気側から過濃混合気側へ向かう燃焼の進行を確実に実現することができ、スートの発生を確実に抑制することができ、低コストで、機関の大幅な出力向上を図ることができるようになる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施形態としての燃焼制御装置を示す模式的な構成図である。

【図 2】本発明の第 1 実施形態としての燃焼制御装置における燃料噴射モードの設定マップを示す図である。

【図 3】本発明の第 1 実施形態としての燃焼制御装置の動作を説明するフローチャートである。

【図 4】本発明の第 1 実施形態としての燃焼制御装置の動作を説明するシリンダの模式的な断面図であり、

(A) は 1 回目の燃料供給の状態を示し、(B) は 1 回目の燃料供給による混合気の拡散・攪拌状態を示し、

(C) は 2 回目の燃料供給の状態を示し、(D) は 1 回目の燃料供給による混合気 B の点火状態を示す。

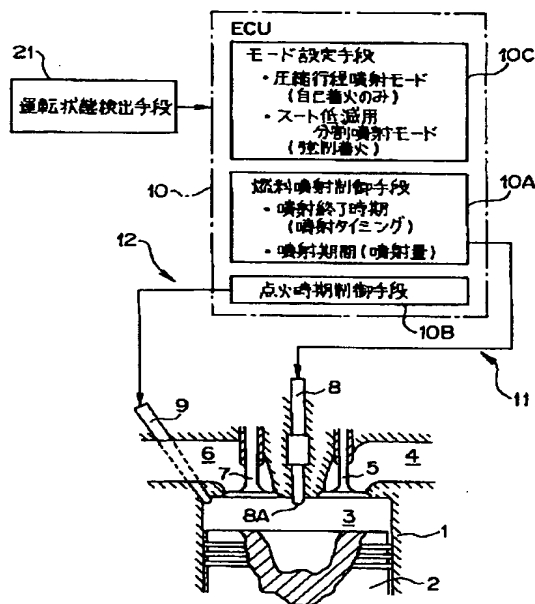
【図 5】本発明の第 2 実施形態としての燃焼制御装置を示す模式的な構成図である。

【図 6】本発明の課題を説明する図である。

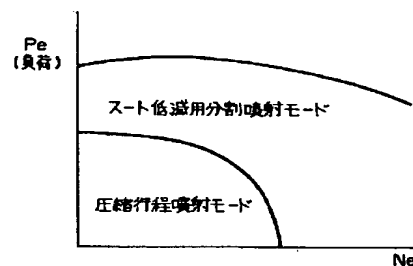
【符号の説明】

- 1 シリンダ
- 2 ピストン
- 3 燃焼室
- 4 吸気ポート
- 5 吸気弁
- 6 排気ポート
- 7 排気弁
- 8 燃料噴射弁
- 9 点火プラグ
- 10 電子制御ユニット (ECU)
- 10A 燃料噴射制御手段
- 10B 点火時期制御手段
- 10C モード設定手段
- 10D 排ガス還流弁制御手段 (EGR 制御手段)
- 11 燃料供給手段
- 12 着火手段
- 21 運転状態検出手段
- 31 燃料量調整手段
- 32 排ガス還流量調整手段
- 32A 排ガス還流通路
- 32B 排ガス還流弁 (EGR 弁)

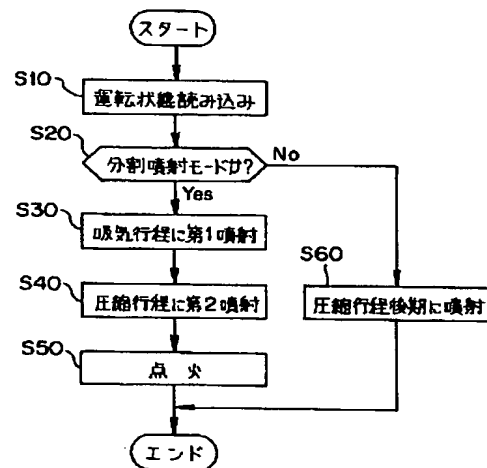
【図 1】



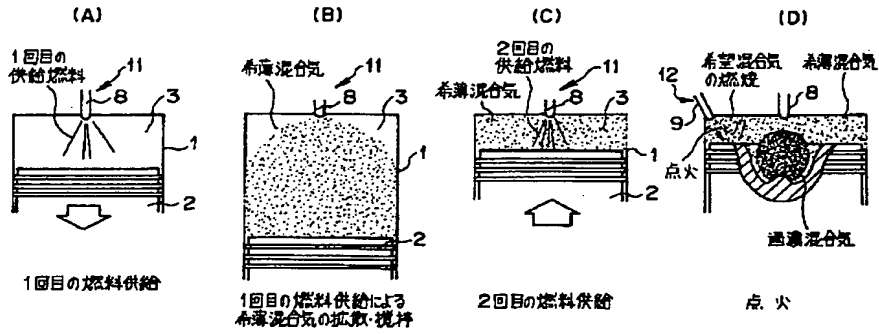
【図 2】



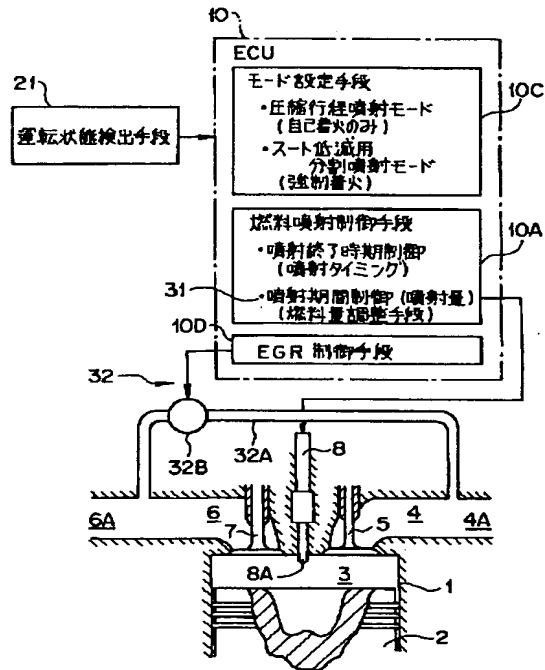
【図 3】



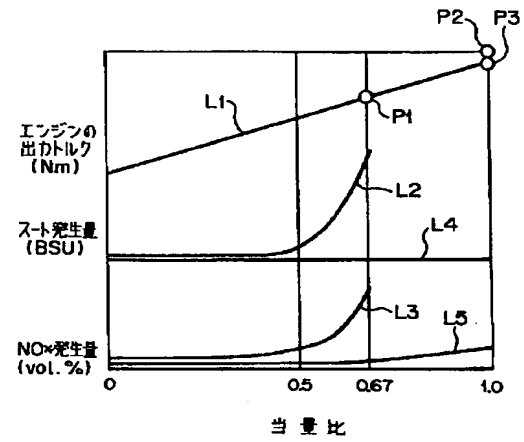
【図 4】



【図 5】



【図 6】



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-101127

(43)Date of publication of application : 13.04.1999

(51)Int.Cl.

F02B 11/00
F02B 23/10
F02D 41/02
F02D 41/02
F02M 45/02

(21)Application number : 09-261896

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 26.09.1997

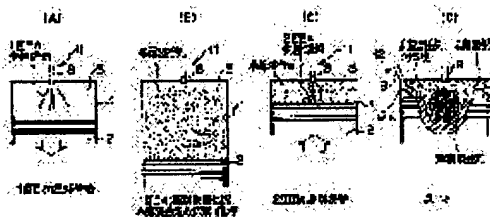
(72)Inventor : KUWABARA KAZUNARI
ANDO HIROMITSU

(54) COMBUSTION CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a combustion control device in an engine in which fuel having a high cetane number is diffused for combustion through self-ignition, so as to prevent production of soot from being abruptly increased even though the equivalent ratio is increased, thereby it is possible to enhance the output torque of the engine.

SOLUTION: A combustion control device for an internal combustion engine which is operated with the use of fuel having a high cetane number, comprising a fuel supply means for supplying fuel into a combustion chamber 3 at the first time during intake or compression stroke so as to create a lean mixture therein, and then supplying fuel into combustion chamber 3 at the second time during compression stroke after the compression stroke at the first time so as to create an over-rich mixture therein, and an ignition means 12 for burning a lean one of these mixtures in the combustion chamber 3 through self-ignition or forced ignition.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] In the combustion control system of the internal combustion engine which operates using the fuel of the high cetane number into an intake stroke or a compression stroke, 1st fuel supply is performed to a combustion chamber, and a lean mixture is formed -- making -- this -- with a fuel-supply means to perform 2nd fuel supply to this combustion chamber, and to make a fault rich mixture form into the compression stroke after the 1st fuel supply The combustion control system characterized by having offered the ignition means burned by self-ignition or the forced ignition about this lean mixture among the gaseous mixtures of this combustion chamber at the time of this compression stroke.

[Claim 2] The above-mentioned ignition means is a combustion control system according to claim 1 characterized by having offered the ignition plug arranged so that a combustion chamber might be attended.

[Claim 3] The above-mentioned ignition means is a combustion control system according to claim 1 which controls the self-ignition stage of a lean mixture and is characterized by having offered both a fuel quantity adjustment means to adjust the fuel quantity in the lean mixture formed with the 1st fuel supply by the above-mentioned supply means, and amount adjustment both [inner / inner either or] of exhaust gas reflux to adjust the amount of exhaust gas reflux to an inhalation-of-air system.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention relates to the combustion control system which can reduce the soot in exhaust gas (soot) especially about the combustion control system of internal combustion engines including the diesel power plant which operates using fuel of the high cetane number, such as gas oil.

[0002]

[Description of the Prior Art] If an internal combustion engine is classified according to an ignition gestalt, it can divide roughly into the jump-spark-ignition formula engine (henceforth [since it is generally a gasoline engine] a gasoline engine) which burns by carrying out the forced ignition of the fuel of a combustion chamber using an ignition plug, and the self-ignition formula engine (henceforth [since it is generally a diesel power plant] a diesel power plant) which burns by carrying out self-ignition of the fuel of a combustion chamber, without using an ignition plug.

[0003] Although there is an advantage which can control the ignition timing of fuel by the ignition plug freely in the case of a gasoline engine, when fuel carries out self-ignition before ignition by the ignition plug, there is also a possibility of ignition timing of fuel not being controlled freely but causing knocking. For this reason, with the jump-spark-ignition formula engine, it is hard to carry out self-ignition, namely, fuel with a high octane value (gasoline) is used.

[0004] On the other hand, in the case of a diesel power plant, if fuel does not carry out self-ignition, it cannot burn. For this reason, with the self-ignition formula engine, it is easy to carry out self-ignition, namely, fuel with the high cetane number (gas oil, fuel oil) is used. However, ignition timing of fuel cannot be freely controlled by this diesel power plant like a gasoline engine, but it is made to control the ignition timing of fuel by it by adjustment of fuel-injection timing chiefly.

[0005] That is, by the diesel power plant, if the conditions (generally fuel concentration and temperature conditions) which carry out self-ignition of the fuel injected by the combustion chamber are ready, fuel will be lit. Generally, since the temperature of a combustion chamber reaches an ignition temperature in the middle of a compression stroke, in the general adjustable range (namely, near a compression top dead center) of the ignition timing of fuel, self-ignition will be carried out from the portion which became fuel concentration suitable immediately after fuel injection. Therefore, the ignition timing of fuel is controlled by adjusting fuel-injection timing.

[0006] By the way, if an internal combustion engine is classified according to an output-control gestalt, it can divide roughly into the thing centering on control (throttle control) of an inhalation air content, and the thing like a diesel power plant centering on control of fuel oil consumption so that it may be represented by the gasoline engine. Of course, in the case of a gasoline engine, control of fuel oil consumption is also performed not only according to an inhalation air content but according to an inhalation air content.

[0007] That is, while in the case of a gasoline engine controlling the opening of a throttle valve according to an accelerator control input and adjusting an inhalation air content, the engine output is controlled by controlling the operation of an injector so that the fuel oil consumption corresponding to this inhalation air content is obtained. In the case of a general gasoline engine, fuel oil consumption is controlled to become state] with an equivalent ratio equal [1 [, i.e., an air-fuel ratio,] to a stoichiometry air-fuel ratio (theoretical air fuel ratio).

[0008] Moreover, in the case of the possible gasoline engine of lean combustion operation, at the time of lean combustion operation, fuel oil consumption is controlled so that an air-fuel ratio serves as [an equivalent ratio] a suitable larger value than a stoichiometry air-fuel ratio (theoretical air fuel ratio) smaller than 1. Furthermore, by stratified combustion which collects the gaseous mixtures of necessary concentration only near the ignition plug by being able to perform a premixed combustion by carrying out fuel injection to the timing centering on an intake stroke in the case of a cylinder-injection-of-fuel type gasoline engine, and also performing fuel injection on and after the

compression stroke middle, the comprehensive air-fuel ratio could be enlarged extremely, and it could operate, securing flammability, (with namely, very thin gaseous mixture), and has contributed to the large improvement in mpg.

[0009] On the other hand, in the case of a diesel power plant, control about an inhalation air content is not performed (as a state which is always equivalent to throttle full open), but it is adjusting only fuel oil consumption according to an accelerator control input, and the engine output is controlled. in this case, an engine output increases, so that an engine output control will be performed by controlling an equivalent ratio (or excess air factor), an equivalent ratio becomes large, and an excess air factor becomes small namely, --

[0010]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, with a self-ignition formula engine (diesel power plant), if fuel oil consumption is increased and an equivalent ratio is enlarged as shown in the straight line L1 of drawing 6 , the output torque of an engine can be raised. Also at the time of lean combustion operation of a gasoline engine, it is the same inclination as this (straight line L1), and an engine output increases according to increase of an equivalent ratio.

[0011] However, in diffusive burning like a diesel power plant, and the stratified combustion (it becomes a kind of diffusive burning also in this case) which performs fuel injection in a cylinder-injection-of-fuel type gasoline engine on and after the compression stroke middle, if the way and fuel oil consumption which heighten an engine output are increased and it is going to enlarge an equivalent ratio, as shown in the curves L2 and L3 of drawing 6 , the fault that a soot (soot) and the yield of NOx will increase rapidly will arise.

[0012] Then, in the case of a diesel power plant, from a viewpoint which suppresses generating of a soot or NOx, the present condition is stopping the equivalent ratio low (it limiting to the equivalent ratio 0.67 in this example), and, naturally, the maximum of the output torque of an engine will also be restricted like the point P1 of drawing 6 .

Moreover, in the case of a cylinder-injection-of-fuel type gasoline engine, in addition to the stratified combustion by the fuel injection on and after the compression stroke middle, fuel injection can be carried out to the timing centering on an intake stroke, and a premixed combustion can also be performed. Therefore, extensive generating of such a soot can be avoided by switching fuel-injection mode to a premixed-combustion side, and the maximum of the output torque of an engine can be raised by switching to a premixed combustion to the size (point P2 of drawing 6) corresponding to the equivalent ratio 1.

[0013] In addition, in drawing 6 , a curve L4 shows the soot yield in premixing operation in a port injection type gasoline engine and a cylinder-injection-of-fuel type gasoline engine, and a point P3 shows the output-torque value of the engine corresponding to the quantitative ratio 1 -- it can set to a port injection type gasoline engine. Moreover, a curve L5 shows the yield of NOx in premixing operation in a port injection type gasoline engine and a cylinder-injection-of-fuel type gasoline engine.

[0014] If its attention is paid to the engine which performs diffusive burning, such as a diesel power plant, in order to raise the output torque, it is necessary to make it neither a soot nor the yield of NOx increase rapidly, even if it enlarges an equivalent ratio. among these, about NOx, although generating can be reduced comparatively effectively by reducing an intake-air temperature by exhaust gas recirculation (EGR) or the intercooler, the present condition is that there is no cure extraordinarily effective in reducing generating of a soot, and it has become the hindrance for enlarging an equivalent ratio

[0015] It was originated in view of the above-mentioned technical problem, and even if an equivalent ratio is large and it carries out this invention in the engine which performs diffusive burning by the self-ignition of fuel using high cetane number fuel, it aims at offering the combustion control system which enabled it to raise the output torque of an engine as generating of a soot did not increase rapidly.

[0016]

[Means for Solving the Problem] For this reason, perform 1st fuel supply to a combustion chamber, and a lean mixture is made to form, and a fuel-supply means performs 2nd fuel supply to a combustion chamber, and makes a fault rich mixture form into the compression stroke after this 1st fuel supply into an intake stroke or a compression stroke in the combustion control system of this invention according to claim 1 in the combustion control system of the internal combustion engine which operates using the fuel of the high cetane number. And it is made for an ignition means to make it burn by self-ignition or the forced ignition about a lean mixture among the gaseous mixtures of a combustion chamber at the time of a compression stroke.

[0017] Therefore, it is spread in a combustion chamber without lighting immediately, since the gaseous mixture formed with the 1st fuel supply is thin in a combustion chamber, and it will be in a premixing state. While the fault rich mixture formed with the 2nd fuel supply touches the gaseous mixture of this thin premixing state, come to be unevenly distributed. a lean mixture It does not light by combustion propagation of a fault rich mixture, but comes to light itself through an ignition means, combustion comes to advance toward a fault rich-mixture side from this lean-mixture side,

and generating of the soot by combustion of a fault rich mixture is suppressed.

[0018] In the combustion control system of this invention according to claim 2, the forced ignition of the lean mixture formed with the 1st fuel supply is carried out by ignition by the ignition plug arranged so that a combustion chamber might be attended as an ignition means. Although the lean mixture formed with the 1st fuel supply has a self-ignition stage controlled by the combustion control system of this invention according to claim 3 through an ignition means, with an ignition means, a self-ignition stage is controlled by adjusting the self-ignition conditions of a lean mixture by a fuel quantity adjustment means' adjusting the fuel quantity in a lean mixture, or adjusting the amount of exhaust gas reflux to an inhalation-of-air system by the amount adjustment means of exhaust gas reflux.

[0019]

[Embodiments of the Invention] Hereafter, drawing 1 - drawing 4 show the combustion control system as the 1st operation gestalt of this invention, and if the gestalt of operation of this invention is explained, drawing 5 will show the combustion control system as the 2nd operation gestalt of this invention with a drawing, and will explain it with it based on these drawings.

[0020] If the 1st operation gestalt is explained, first, the internal combustion engine concerning the combustion control system of this operation gestalt As it is the engine (diesel power plant) which can perform combustion operation by the self-ignition of this fuel and is shown in drawing 1 using the fuel (for example, gas oil) of the high cetane number The combustion chamber 3 formed between a cylinder 1, the piston 2 which reciprocates the inside of a cylinder 1, and the piston 2 upper surface and cylinder 1 wall, The suction port 4 which supplies air into this combustion chamber 3, the inlet valve 5 with which the suction port 4 was equipped, the exhaust air port 6 which discharges the combustion gas in a combustion chamber 3, and the exhaust valve 7 with which the exhaust air port 6 was equipped are offered.

[0021] And the fuel injection valve 8 which can perform fuel injection at arbitrary stages is arranged so that the nozzle-hole 8A may be made to face directly in a combustion chamber 3. Furthermore, the ignition plug 9 is formed in the combustion chamber 3. In addition, with this engine, although the ignition plug 9 is unnecessary since a diesel power plant originally burns by the self-ignition of fuel, in order to realize certainly the special combustion gestalt mentioned later, the ignition plug 9 is formed.

[0022] In order to control the operation of the ignition plug 9 as such a fuel injection valve 8 and an ignition means, the electronic control unit (ECU) 10 is offered. In this ECU10, a fuel injection valve 8 and an ignition plug 9 are controlled by fuel-injection control-means 10A which the detection information about the operational status of an engine was inputted from the operational status detection means 21, and was offered into ECU10, and ignition-timing control-means 10B according to the operational status of an engine, respectively.

[0023] And this combustion control system consists of a fuel-supply means 11 which consists of a fuel injection valve 8 and fuel-injection control-means 10A, and a function (ignition means) 12 to light the lean mixture which consists of an ignition plug 9 and ignition-timing control-means 10B. By the way, with this engine, compression stroke injection mode and two fuel-injection modes of the division injection mode for soot reduction are offered, and mode setting means 10C which sets up fuel-injection mode is offered on ECU10.

[0024] Using the engine speed N_e as shown in drawing 2 by mode setting means 10C, and the map about the mean effective pressure P_e as an engine load, compression stroke injection mode is chosen in the comparatively low field of an engine speed N_e and an engine load, and the division injection mode for soot reduction is chosen in the comparatively high field of an engine speed N_e and an engine load.

[0025] The compression stroke injection mode of such fuel-injection modes is the usual mode as a diesel power plant which burns only by self-ignition without injecting fuel from a fuel injection valve 8 into a combustion chamber 3 to a compression stroke (generally the compression stroke middle or subsequent ones) and using an ignition plug 9. On the other hand, in one combustion cycle, the division injection mode for soot reduction carries out 1st fuel injection (fuel supply) to the inside of an intake stroke, or a compression stroke (generally the first half of a compression stroke) from a fuel injection valve 8, next is made to carry out 2nd fuel injection (fuel supply) to a compression stroke (generally the compression stroke middle or subsequent ones) from a fuel injection valve 8. With this operation gestalt, 1st fuel injection is performed into an intake stroke, and 2nd fuel injection is performed into a compression stroke.

[0026] And by the 1st fuel injection, as the thin gaseous mixture which cannot carry out self-ignition immediately is formed in a combustion chamber 3, by the 2nd fuel injection, in a combustion chamber 3, a thin gaseous mixture is adjoined and the ***** gaseous mixture which can carry out self-ignition immediately is formed. such -- each -- a gaseous mixture -- in order to realize concentration, generally, the injection quantity of the 1st fuel injection will be lessened comparatively, and will make [many / comparatively] the injection quantity of the 2nd fuel injection

[0027] Moreover, in this division injection mode for soot reduction, before the ***** gaseous mixture by the 2nd fuel injection carries out self-ignition, it is made to carry out a forced ignition to the thin gaseous mixture by the 1st fuel injection by ignition to an ignition plug 9. Since the thin gaseous mixture by this 1st fuel injection has time by

combustion start and it is fully mixed in the combustion chamber 3, after ignition takes the gestalt of a premixed combustion and advances to a fault according [combustion of this thin gaseous mixture] to 2nd fuel injection rich-mixture side, and before carrying out self-ignition of the fault rich mixture, it burns in response to combustion of a thin gaseous mixture.

[0028] thus, it is experimentally checked by wrapping a fault rich mixture in the flame by the lean mixture that the yield of a soot is markedly alike and decreases compared with the case where a fault rich mixture burns by self-ignition. Although analysis of the combustion reaction in a combustion chamber is not easy and it does not understand clearly by what mechanism a soot yield decreases, afterfire of a soot can be activated in the soot formed by the fault rich mixture into the activity oxidizing atmosphere made by combustion of a lean mixture existing, and that by which the yield (discharge) of a soot is cut down sharply is conjectured.

[0029] Thus, as combustion is advanced from a lean-mixture side to a fault rich-mixture side, it is made to reduce sharply the soot yield which poses a problem especially in the high field (namely, high operating range of an output demand of an engine) of an engine load or an engine speed in the division injection mode for soot reduction by performing a forced ignition to the lean mixture of a premixing state with an ignition plug 9.

[0030] And based on the fuel-injection mode set up by mode setting means 10C and the operational status (for example, an engine speed N_e and an engine load P_e) of the engine obtained with the operational status detection means 21, a fuel-injection end stage and a fuel-injection period are set up, and the operation of a fuel injection valve 8 is controlled by fuel-injection control-means 10A of ECU10. In addition, fuel oil consumption is adjusted according to a fuel-injection period, and injection timing adjustment of the fuel is carried out according to a fuel-injection end stage.

[0031] Moreover, when the division injection mode for soot reduction is set up by mode setting means 10C, based on the operational status of the engine obtained with the operational status detection means 21, ignition timing by the ignition plug 8 is controlled by ignition-timing control-means 10B of ECU10. That is, before a fault rich mixture carries out self-ignition, it controls to perform ignition by the ignition plug 8 to timing to which combustion advances from a lean mixture to this fault rich mixture.

[0032] This ignition timing can be set up presuming the self-ignition timing of a fault rich mixture. The self-ignition timing of a fault rich mixture can be decided by time lag until self-ignition happens from the supply timing [of a fault rich mixture] (namely, timing of 2nd fuel injection), and supply time of a fault rich mixture, and time lag until self-ignition happens can be presumed based on the concentration (equivalent ratio) of a fault rich mixture, or the operational status of an engine.

[0033] Then, ignition timing is set up so that whether it is smaller than the self-ignition timing of the fault rich mixture for which asked for the self-ignition timing of a fault rich mixture, and it asked from the time lag presumed to be the supply timing of the fault rich mixture set up by fuel-injection control-means 10A may perform ignition by the ignition plug 8 at the last time, and the drive of an ignition plug 8 is controlled by ignition-timing control-means 10B. Therefore, it may become behind when ignition timing comes depending on the time lag of self-ignition before the supply timing (timing of the fuel injection which is the 2nd time) of a fault rich mixture.

[0034] Since the combustion control system as 1 operation gestalt of this invention is constituted as mentioned above, a combustion control is performed by the flow as shown, for example in drawing 3. That is, the operational status (for example, an engine speed N_e and an engine load P_e) of the engine obtained with the operational status detection means 21 is read first (Step S10). In mode setting means 10C, one mode of the division injection mode for soot reduction and the compression stroke injection modes is set up using a map as shown in drawing 2 based on this operational status.

[0035] It burns only by self-ignition without progressing to Step S60, making fuel inject into a combustion chamber 3 from a fuel injection valve 8 through fuel-injection control-means 10A on and after the compression stroke middle and using an ignition plug 9, when this set-up mode is judged (Step S20) and compression stroke injection mode is set up. moreover, when the division injection mode for soot reduction is set up Progress to Step S30 and 1st fuel injection (the 1st injection) is performed from a fuel injection valve 8 into an intake stroke through fuel-injection control-means 10A. 2nd fuel injection (the 2nd injection) is carried out to a compression stroke from a fuel injection valve 8 through fuel-injection control-means 10A (Step S40). further next, by control of ignition-timing control-means 10B An ignition plug 8 is operated, the lean mixture which changed into the premixing state by the 1st injection is lit, and before a fault rich mixture carries out self-ignition, combustion is made to advance to this fault rich mixture from a lean mixture (Step S50).

[0036] In process of such fuel injection and ignition, the state in a combustion chamber 3 comes to be shown in drawing 4. That is, if the 1st injection of fuel is performed by the intake stroke as shown in drawing 4 (A), the fuel by this 1st injection is stirred being spread in a combustion chamber 3 by the flow of the inhalation of air in an intake stroke, as shown in drawing 4 (B), and will be in a premixing state. Moreover, since the gaseous mixture by this 1st injection is thin, even if the temperature in a combustion chamber 3 increases, self-ignition does not carry out.

[0037] And the 2nd injection is performed as shown in drawing 4 (C) on and after the compression stroke middle. If the temperature in a combustion chamber 3 increased like on and after the compression stroke middle for the ***** reason, when the gaseous mixture by this 2nd injection will reach the temperature corresponding to the concentration of a gaseous mixture, self-ignition of it is carried out. Just before the ***** gaseous mixture by this 2nd injection carries out self-ignition, as it is shown in drawing 4 (D), ignition by the ignition plug 9 is performed to the lean-mixture side of the premixing state formed of the 1st injection.

[0038] In addition, in drawing 3 and drawing 4, although lit after the 2nd injection [(C) of Step S40 of drawing 3, and drawing 4] [(D) of Step S50 of drawing 3, and drawing 4], the sequence of the 2nd injection and ignition has the case of being contrary to this, and the case of being simultaneous. By ignition by the side of the lean mixture of a premixing state just before this ***** gaseous mixture carries out self-ignition, combustion comes to advance toward a fault rich-mixture side from a lean-mixture side.

[0039] Thus, if combustion advances toward a fault rich-mixture side from a lean-mixture side, the soot which should originally be generated by combustion of a fault rich mixture will come to be reduced sharply. For this reason, it can set up now also about a quantitative-ratio field (0.67 or more quantitative ratios [-- it can set to drawing 6 --] field) -- since a soot occurred sharply conventionally, it has not set up -- and the steep increase in an equivalent ratio also enables it to aim at large improvement in the output torque of an engine.

[0040] By the way, not carrying out self-ignition to not reaching to height with the fuel concentration (an equivalent ratio corresponding) of a gaseous mixture and the temperature state of a gaseous mixture, even if it is in a premixing state has made the fuel of the high cetane number clear. Although the situation which self-ignition does not carry out although this lean mixture will be in a premixing state by rarefying the gaseous mixture by the 1st fuel injection enough using such a property is made in the combustion control system of this invention, you may make it add adjustment of temperature conditions to this.

[0041] That is, the temperature of a gaseous mixture can be adjusted by reducing an intake-air temperature by exhaust gas recirculation (EGR) or the intercooler etc. Then, if the temperature rise of a gaseous mixture is stopped by such means, the self-ignition of the lean mixture by the 1st fuel injection can be prevented certainly, and it can set up certainly so that it may light for the first time by ignition by the ignition plug 9 about the lean mixture by the 2nd fuel injection, and the state where combustion advances toward a fault rich-mixture side from a lean-mixture side can be made certainly.

[0042] Next, the 2nd operation gestalt is explained. With this operation gestalt, a forced ignition is not carried out and it is made to carry out self-ignition of the ignition of the lean mixture by the 1st fuel injection by [which are depended on an ignition plug 9] preparing the ignition conditions of a lean mixture. Therefore, as shown in drawing 5, an ignition plug 9 is not offered on the engine of this operation gestalt, but the fuel quantity adjustment means 31 and the amount adjustment means 32 of exhaust gas reflux are offered on it as a means (ignition means) to prepare the ignition conditions of a lean mixture and to control the stage of self-ignition.

[0043] That is, although self-ignition will be carried out when the temperature in the case where the fuel concentration is to some extent high, or a combustion chamber 3 becomes to some extent high, although it is called a lean mixture, generally the temperature in a combustion chamber 3 rises according to a piston 2 going to a compression top dead center. Therefore, it is also possible to carry out self-ignition of the lean mixture near a compression top dead center depending on a setup of the fuel concentration of a lean mixture or the temperature control in a combustion chamber 3.

[0044] Then, a fuel quantity adjustment means 31 to adjust the fuel concentration of a lean mixture which replaces with the ignition plug 911 in the 1st operation gestalt, controls the 1st fuel oil consumption by this operation gestalt, is formed of the 1st fuel injection, and will be in a premixing state, and an amount adjustment means 32 of exhaust gas reflux to adjust the temperature in a combustion chamber 3 by adjusting the amount of exhaust gas reflux are offered.

[0045] The fuel quantity adjustment means 31 consists of a fuel injection valve 8 and one function in fuel-injection control-means 10A. That is, although a fuel-injection end stage and a fuel-injection period are set up in fuel-injection control-means 10A based on the fuel-injection mode set up by mode setting means 10C and the operational status (for example, an engine speed N_e and an engine load P_e) of the engine obtained with the operational status detection means 21 Since fuel oil consumption becomes a thing according to the fuel-injection period, the fuel quantity adjustment means 31 consists of a function to set up this fuel-injection period, and a fuel injection valve 8 which performs fuel injection according to this setup.

[0046] Although the fuel quantity adjustment means 31 is a thing for the self-ignition of a lean mixture, and it is restricted when fuel-injection mode is the division injection mode for soot reduction, in the case of division injection mode, it sets up the fuel-injection period (fuel quantity) for the 1st injection (1st fuel injection) by fuel-injection control-means 10A so that a lean mixture may serve as fuel concentration in which self-ignition is possible near a compression top dead center based on the operational status of an engine.

[0047] Moreover, exhaust gas reflux path 32A which the amount adjustment means 32 of exhaust gas reflux covered inhalation-of-air path 4A from flueway 6A, and was interposed, It consists of exhaust gas reflux valve-control means (EGR control means) 10D which is prepared in exhaust gas reflux valve (EGR valve) 32B and ECU10 which were infixed in the middle of, and controls the amount of exhaust gas reflux (or rate of reflux) by opening adjustment instructions of EGR valve 32B. [this exhaust gas reflux path 32A]

[0048] And with the amount adjustment means 32 of exhaust gas reflux, if fuel-injection mode turns into division injection mode for soot reduction, the amount of exhaust gas reflux will be controlled and the temperature in a combustion chamber 3, i.e., the temperature of a lean mixture, will be adjusted so that it may be in the temperature state in which the lean mixture by the 1st injection (1st fuel injection) can carry out self-ignition near a compression top dead center. In addition, since it is the same as that of the 1st operation gestalt about other portions, explanation is omitted.

[0049] Since the combustion control system as the 2nd operation gestalt of this invention is constituted as mentioned above By the fuel quantity adjustment means 31 and the amount adjustment means 32 of exhaust gas reflux, the direction of the lean mixture by the 1st injection (1st fuel injection) Conditions which carry out self-ignition before the self-ignition of the fault rich mixture by the 2nd injection (2nd fuel injection) of a near [a compression top dead center] are prepared, and combustion can advance without an ignition plug toward a fault rich-mixture side from a lean-mixture side.

[0050] By advancing combustion toward a fault rich-mixture side from a such lean-mixture side, the soot which should originally be generated by combustion of a fault rich mixture comes to be reduced sharply, the steep increase in an equivalent ratio is attained, and it becomes possible to aim at large improvement in the output torque of an engine. In addition, although combustion advance to which it went to the fault rich-mixture side from the lean-mixture side as ignition of a lean mixture carried out before the self-ignition of a fault rich mixture is made to realize with each operation gestalt For example, even if the self-ignition of a fault rich mixture arises just before ignition of a lean mixture, it sets into the contact portion of a lean mixture and a fault rich mixture. If combustion advance which went to the fault rich-mixture side compares and it is also partially obtained from a lean-mixture side, even if it lights a lean mixture after the self-ignition of a fault rich mixture, the fixed soot reduction effect will be acquired.

[0051] Therefore, it is not necessary to be necessarily made to light a lean mixture before the self-ignition of a fault rich mixture. Moreover, although fuel of the high cetane number is used as gas oil with this operation form, this combustion control system can also be aimed at the fuel with which it can apply besides gas oil if it is the fuel of the high cetane number, and gas oil has the middle-cetane number with the fuel which is not expensive as for the cetane number, i.e., gas oil, and a gasoline.

[0052]
[Effect of the Invention] As explained in full detail above, in order to light himself through an ignition means about a lean mixture among the fault rich mixtures which are unevenly distributed while touching the lean mixture which exists in a combustion chamber in the state of premixing, and this lean mixture according to the combustion control system of this invention according to claim 1, from this lean-mixture side, combustion comes to advance toward a fault rich-mixture side, and generating of the soot by combustion of a fault rich mixture is suppressed. For this reason, suppressing generating of a soot in a predetermined limit, the fuel concentration of a fault rich mixture can be made to increase, a comprehensive equivalent ratio (equivalent ratio of the gaseous mixture which added the lean mixture and the fault rich mixture) can be enlarged now, and large improvement in an output of an engine can be aimed at.

[0053] According to the combustion control system of this invention according to claim 2, by adjustment which can be performed using the existing device, without adding a special device called adjustment of fuel quantity, and/or adjustment of the amount of exhaust gas reflux, generating of a soot can be suppressed certainly and large improvement in an output of an engine can be aimed at now by the low cost. Since the forced ignition of the lean mixture by combustion-control-system ***** of this invention according to claim 3 and the ignition plug is carried out, advance of the combustion which goes to a fault rich-mixture side from a lean-mixture side can be realized certainly, generating of a soot can be suppressed certainly, and large improvement in an output of an engine can be aimed at by the low cost.

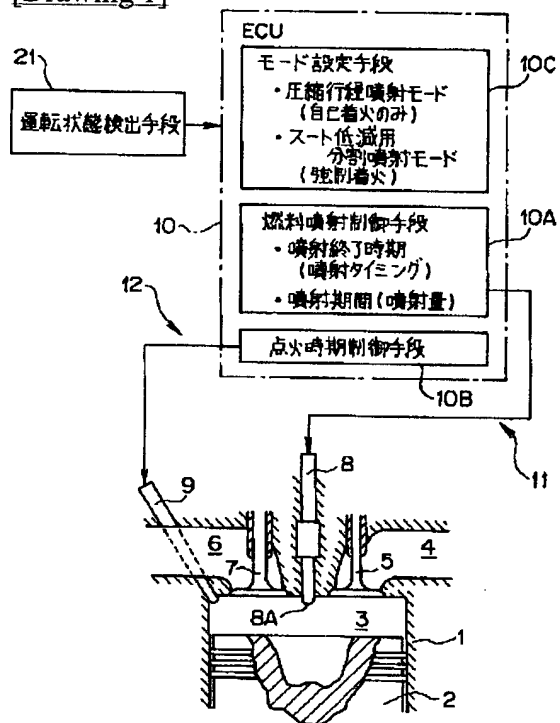
* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

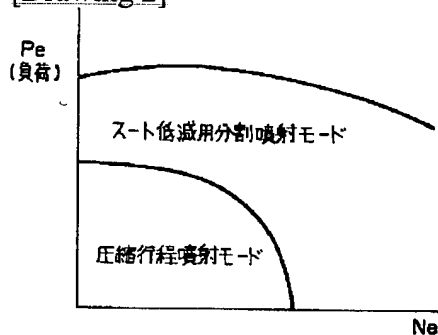
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

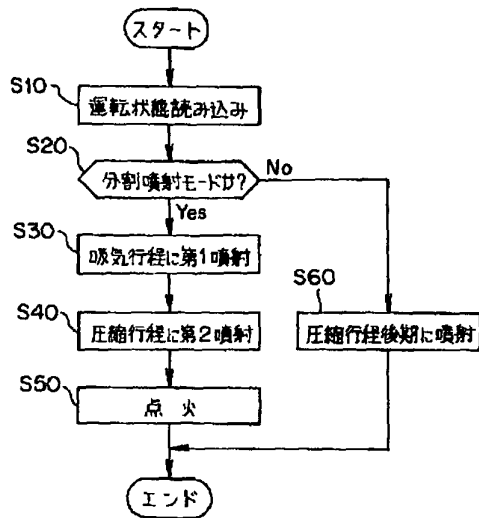
[Drawing 1]



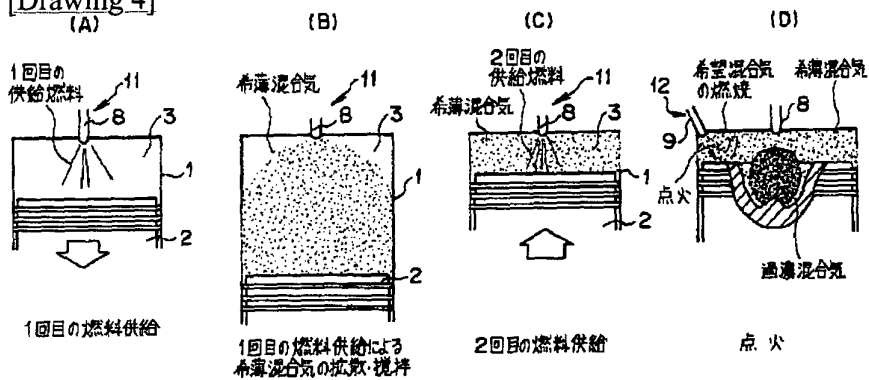
[Drawing 2]



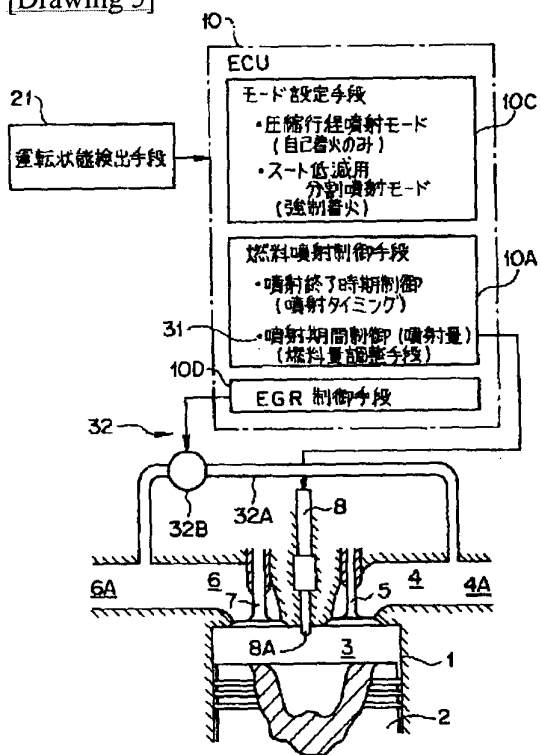
[Drawing 3]



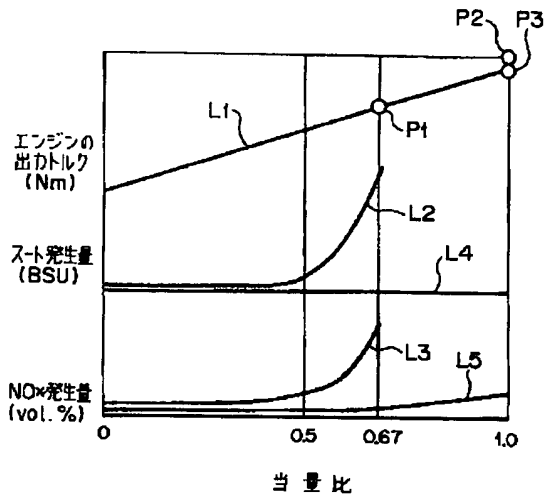
[Drawing 4]



[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Translation done.]